

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-091265

(43)Date of publication of application : 04.04.1995

(51)Int.Cl.

F02B 29/08
F02B 37/00
F02B 37/04
F02B 37/24
F02B 39/12
F02D 13/02
F02D 23/00

(21)Application number : 05-238121

(71)Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP

(22)Date of filing : 24.09.1993

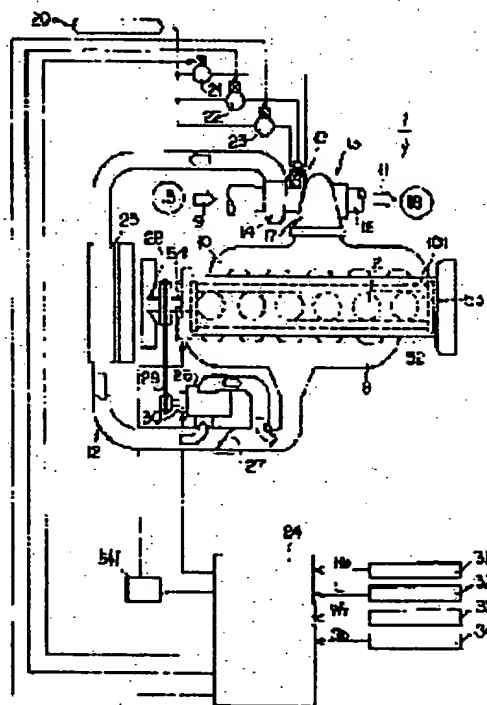
(72)Inventor : MATSUYOSHI YOSHIMASA
WATANABE HIDEAKI

(54) INTAKE AIR CONTROLLER OF ENGINE WITH SUPERCHARGER

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve startability and high output of an engine for which a mirror cycle is employed without deteriorating fuel consumption or enough engine brake force can be obtained.

CONSTITUTION: An intake air controller of an engine with a supercharger is provided with a volume variable type turbosupercharger arranged in the intake air passage 9 of an engine 1, a mechanical type supercharger 26 arranged downstream from the turbosupercharger and attachably/detachably connected to a driving shaft 28 via a clutch 30, an intake air variable mechanism capable of varying an intake timing, operational condition detection means 31, 32, 33 for detecting an operational condition of the engine 1, and a control means 24 for controlling the volume of a turbosupercharger 13, detachment/attachment of the clutch 30 and the intake air timing of the intake air variable mechanism.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

03.12.1996

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

2816381

[Date of registration]

21.08.1998

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

特開平7-91265

(43) 公開日 平成 7 年 (1995) 4 月 4 日

(51) Int. Cl.⁶

F02B 29/08

37/00

37/04

37/24

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

A

302

A 9332-3G

B 9332-3G

9332-3G

F02B 37/12

301

Q

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全15頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-238121

(22) 出願日 平成 5 年 (1993) 9 月 24 日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社

東京都港区芝五丁目33番 8 号

(72) 発明者 松良 悦正

東京都港区芝五丁目33番 8 号・三菱自動車
工業株式会社内

(72) 発明者 渡辺 英昭

東京都港区芝五丁目33番 8 号・三菱自動車
工業株式会社内

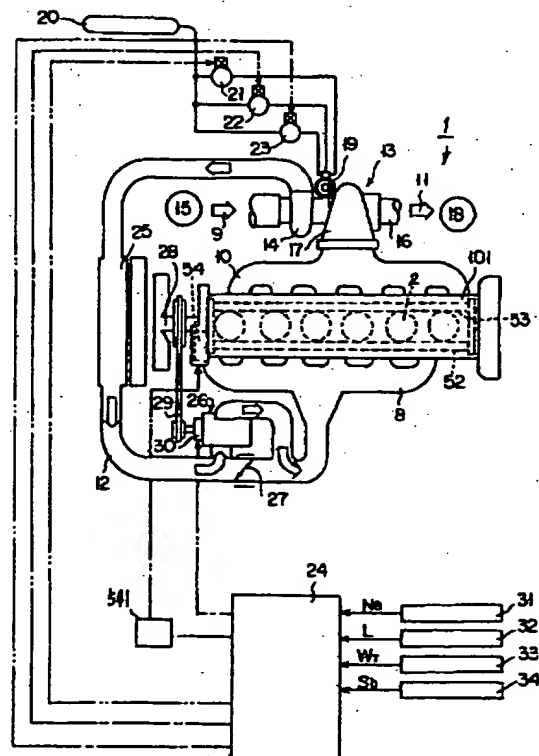
(74) 代理人 弁理士 榊山 亨 (外 1 名)

(54) 【発明の名称】 過給機付きエンジンの吸気制御装置

(57) 【要約】

【目的】 ミラーサイクルが採用されたエンジンの発進性向上や高出力化を燃費を悪化させることなく図れ、あるいは、十分なエンジンブレーキ力が得られる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。

【構成】 エンジン 1 の吸気通路 9 に配設される容量可変型のターボ過給機 13、ターボ過給機の下流に配設され駆動軸 28 にクラッチ 30 を介して接離可能に連結される機械式過給機 26、吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構 C 1、C 2、エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段 31、32、33、ターボ過給機 13 の容量、クラッチ 30 の接離及び吸気可変機構 C 1、C 2 の吸気タイミングを制御する制御手段 24 とを備えたことを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段とを備えたことを特徴とする過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項2】上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサ、上記エンジンの負荷を検出する負荷センサ、及び上記エンジンの冷却水温度を検出する温度センサを含み、上記制御手段は上記エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを有し、上記各センサにより検出された上記エンジンの回転数、負荷、及び冷却水温度に応じた上記制御マップの設定値に基づき上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御することを特徴とする特許請求の範囲第1項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項3】エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段、上記エンジンの少なくとも圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段を備え、上記制御手段は上記運転状態検出手段によりエンジンブレーキ状態と判断したときには、上記開閉手段を作動し、更に上記吸気可変機構の開時期を下死点近傍とすると共に、上記ターボ過給機の容量を最小（容量可変型のターボ過給機のノズル面積を最小）とし、且つ上記クラッチを接続し上記機械式過給機が作動するように制御することを特徴とする過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項4】上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、上記出力軸及び上記カムの動力伝達経路中に介装され上記制御手段の制御信号に応じて上記カムの位相を変更する位相変更手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項5】上記吸気可変機構が、上記エンジンの燃焼

室に開口する吸気ポートを開閉する吸気弁と、上記制御装置の制御信号に応じて上記吸気弁を開閉駆動すると共に開閉位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項6】上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記制御手段の制御信号に応じて上記ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項7】上記位相制御手段が、モータにより構成されたことを特徴とする特許請求の範囲第5項乃至第6項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【請求項8】上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記出力軸により回転されて上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記エンジンの出力軸と上記ロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成ることを特徴とする特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は吸気系にターボチャージャーと機械式過給機を配備すると共にエンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構を吸気系に装着して、出力の改善を図れるようにした過給機付きエンジンの吸気制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】ガソリンエンジンやディーゼルエンジンの運転性能を向上させるためには高出力化が必要と成り、その際、単に高排気量化を図ると燃費の低下を招く。そこで、排気量を代えることなく運転性能を向上させるには吸気系にターボチャージャーや機械式過給機を配備してエンジンの高出力化を図ることも有効である。しかしこれら過給機は出力アップの点では有効であるが、発進時のトルク不足及びエンジンブレーキ力不足となる。しかも、これら過給機を装着した場合、特に高回転時には燃焼室温度が過度に上昇し易く、通常は圧縮比を予め低く設定することと成り、結果として、低回転時における出力の低下を招きやすい。しかもターボチャージャーの場合、エンジン低回転域での応答性を確保するため、タービンのある程度の大きさに抑える必要がある。ところが、タービンを小さくすると排気路が絞られ、燃焼室の掃気効果が十分に得られず、ノッキングが発生したり、ポンピング損失の増大を招きやすい。他方、機械式過給機は増速比を大きくしておけば、低回転

時にも十分な過給効果が得られるが、高回転時には動力損失の増加を招きやすい。そこで、例えば、特開平2-119621号広報に開示されるように、容量可変機械式過給機を用いて低回転時の増速比を高めて発進性を確保し、高回転時にターボチャージャーを用い出力向上を図ることが提案されている。特にここでは、バルブタイミング変更手段を用い高回転時のオーバーラップを大きくし、掃気効果を高めることもできる。

【0003】ところで、エンジンの吸気通路に下死点の近傍で閉じる吸気弁とは別個にロータリーバルブを設けて、吸気通路をピストンの下死点手前或いは後の時点でロータリーバルブにより閉じることににより、有効圧縮比を減少させると共に膨張比は通常どおりに確保できるミラーサイクルが知られている。このミラーサイクルを通常のオットーサイクルと比較した場合、吸気系のロータリーバルブの開弁時期を移行させることによりエンジンの回転制御を行うものであるので、吸気通路が常時大気圧に保たれ、ピストンのポンピングロスを低減できる。特に、このミラーサイクルでは有効圧縮比が下がることにより、燃焼室温度を低下させ、 NO_x の発生を防止でき、しかも、圧縮比と比べて大きな膨張比を確保できるので、熱効率を高い値に維持でき、特に過給機を用いて吸気管圧力を所定レベルに保持することにより高出力を確保することもできる。

【0004】例えば、特開昭61-106920号広報には、吸気路上にタイミングバルブを設け、同バルブの回転軸を移行手段を介してクランク軸の1/2の回転速度で駆動させ、更に、制御回路に操作されるアクチュエータの働きによって移行手段がタイミングバルブの回転軸をクランク軸側の角変位に対して相対的に移行させるように構成される。この場合、低負荷時にはタイミングバルブの開弁期間Tを吸気弁の開弁時期より早める方向に移行させて、両弁が共に開く期間を短くし、吸気量を抑制し、燃焼温度の低下を図る。他方、高負荷時にはタイミングバルブの開弁期間Tを吸気弁の開弁時期に重なる方向（遅れ方向）に移行させて両弁が共に開く期間を長くし、吸気量を増加させ、空気充填率の向上を図っている。特に、ここではエンジンの冷態時において、第2分岐通路（吸気バイパス路）を開いてオットーサイクルに戻し、燃焼室温度の上昇を図り、燃焼性の低下を防止している。更に、特開昭61-106918号広報には、特開昭61-106920号広報に開示されるものとほぼ同様なエンジンが開示され、ここでは特に、高負荷時には第2分岐通路（吸気バイパス路）を開いて吸気抵抗を低減させ、オットーサイクルに戻して吸気充填率を向上させ、熱効率の確保を図ることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかし、特開平2-119621号広報には、低回転時の発進性、高回転時の出力向上を図り、バルブタイミング変更手段を用い吸排

気のオーバーラップを大きくして掃気効果を高めることができるが、機械過給機を全エンジン回転域で使用しているので、燃費の低下を招きやすい。更に、特開昭61-106920号公報及び特開昭61-106918号公報には、ミラーサイクルで駆動するエンジンが開示され、特に、同エンジンは冷態時にオットーサイクルに戻され、燃焼室温度の上昇を図り、あるいは高負荷高回転時にオットーサイクルに戻され、吸気充填率を向上させ、熱効率の確保を図ることができるが、これらは過給手段の組合せにより高出力化を図るものではない。更に、ミラーサイクルで駆動するエンジンを装着した車両は、制動時において通常のエンジンブレーキ力を示すのみである。

【0006】即ち、通常のエンジンブレーキは単にエンジンのポンピング作用をブレーキ力として利用するもので、そのブレーキ力の大きさは排気量によって基本的に決定される。このため、ミラーサイクルを採用し比較的low排気量であって、過給機等の併用によって高出力化が図られたエンジンの装着された車両では、走行時において、通常のエンジンブレーキよりもより大きなブレーキ力を発揮できるブレーキ装置を装着することが運転性や安全性を向上させる上で望まれている。本発明の一の目的はミラーサイクルが採用されたエンジンの発進性向上や高出力化を燃費を悪化させることなく図れる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。本発明の他の目的は、十分なエンジンブレーキ力が得られる過給機付きエンジンの吸気制御装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】上述の目的を達成するために、一の発明は、エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0008】特許請求の範囲第1項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記運転状態検出手段が、上記エンジンの回転数を検出する回転数センサ、上記エンジンの負荷を検出する負荷センサ、及び上記エンジンの冷却水温度を検出する温度センサを含み、上記制御手段は上記エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを有し、上記各センサにより検出された上記エンジンの回転数、負荷、及び冷却水温度に応じた上

記制御マップの設定値に基づき上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御することを特徴としても良い。

【0009】他の発明は、エンジンの吸気通路に配設され排気ガスにより駆動される容量可変型のターボ過給機、上記吸気通路の上記ターボ過給機の下流に配設されエンジンの駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、上記エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、上記エンジンの運転状態を検出する運転状態検出手段、同運転状態検出手段の出力に応じて上記ターボ過給機の容量、上記クラッチの接離及び上記吸気可変機構の吸気タイミングを制御する制御手段、上記エンジンの少なくとも圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段を備え、上記制御手段は上記運転状態検出手段によりエンジンブレーキ状態と判断したときには、上記開閉手段を作動し、更に上記吸気可変機構の開時期を下死点近傍とすると共に、上記ターボ過給機の容量を最小（容量可変型のターボ過給機のノズル面積を最小）とし、且つ上記クラッチを接続し上記機械式過給機が作動するように制御することを特徴とする。

【0010】特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、上記出力軸及び上記カムの動力伝達経路中に介装され上記制御手段の制御信号に応じて上記カムの位相を変更する位相変更手段とから成ることを特徴としても良い。特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの燃焼室に開口する吸気ポートを開閉する吸気弁と、上記制御装置の制御信号に応じて上記吸気弁を開閉駆動すると共に開閉位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴としても良い。特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、上記制御手段の制御信号に応じて上記ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成ることを特徴としても良い。

【0011】特許請求の範囲第5項乃至第6項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記位相制御手段が、モータにより構成されたことを特徴としても良い。

【0012】特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の過給機付きエンジンの吸気制御装置は、上記吸気可変機構が、上記エンジンの出力軸によって回転されるカムにより開閉駆動される吸気弁と、同吸気弁上流の上記吸気ポートに設けられ上記出力軸により回転されて上記吸気

ポートを開閉するロータリーバルブと、上記エンジンの出力軸と上記ロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成ることを特徴としても良い。

【0013】

【作用】一の発明は、容量可変型のターボ過給機、駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構とを制御する制御手段が、運転状態検出手段の出力に応じてターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転制御が容易化される。特に、制御手段がターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを用い、回転数センサからのエンジンの回転数、負荷センサからの負荷、温度センサからの冷却水温度に応じた設定値を求め、この設定値に基づきターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転制御がより容易化される。他の発明は、容量可変型のターボ過給機、駆動軸にクラッチを介して接離可能に連結される機械式過給機、エンジンの吸気タイミングを変更し得る吸気可変機構、圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリンダ内の圧縮空気を排出する開閉手段とを制御する制御手段が、エンジンブレーキ状態と判断すると、開閉手段を作動し、吸気可変機構の開時期を下死点近傍とすると共にターボ過給機の容量を最小、即ちノズル面積を最小とし、且つクラッチを接続し機械式過給機が作動するように制御するので、エンジンブレーキ制御が容易化される。

【0014】特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、制御手段の制御信号に応じてカムの位相を変更する位相変更手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、制御装置の制御信号に応じて吸気弁を開閉駆動すると共に開閉位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、同吸気弁上流のロータリーバルブと、制御手段の制御信号に応じてロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の確保ができる。なお、この場合の位相制御手段がモータにより構成されても同様の作用が得られる。特に、特許請求の範囲第1項乃至第3項に記載の装置内の吸気可変機構が、吸気弁と、同吸気弁上流に設けられ出力軸により回転されて吸気ポートを開閉するロータリーバルブと、出力軸とロータリーバルブとの動力伝

達経路中に介装された位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ制御が容易化される。

【0015】

【実施例】図1には本発明の一実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置を示した。この過給機付きエンジンの吸気制御装置が装着されるディーゼルエンジン（以後端にエンジンと記す）1はその本体内に複数のシリンダ2を収容する。各シリンダ2の燃焼室7には吸気バルブ3、4（図16参照）を介してそれぞれ吸気ポート5、排気ポート6が連通可能に形成される。各シリンダの吸気ポート5は吸気マニホールド8を介して吸気路9に連通し、各シリンダの排気ポート6は排気マニホールド10を介して排気路11に連通する。吸気路9は吸気マニホールド8に直結される機械式過給機26及びこれと並設される逆流防止弁27と、インタクーラ25と、ターボチャージャー13のコンプレッサ14を経て延びる吸気管12と、その先端のエアクリーナ15とで構成される。排気路11は排気マニホールド10に直結されるターボチャージャー13のタービン17と、このタービンより延出する排気管16と、その先端のマフラー18とで構成される。

【0016】機械式過給機26はエンジン1のクランクシャフト28の回転力をプーリ29、電磁クラッチ30を介して受けて図示しない一對のロータをポンプ作動させ、インタクーラ25側のエアを吸気マニホールド8側に圧送する。電磁クラッチ30は後述のコントロールユニット24に接続され、オン出力によってクランクシャフト28の回転力を機械式過給機26に伝え、ポンプ作動させることができる。機械式過給機26に並設される逆流防止弁27は吸気管12の断面中心より偏心した中心軸を備える。このため、この弁体はその内の中心軸に対して比較的大きな受圧面を持つ部分が、吸気管12内を逆流しようとする高圧エア圧を受けると、吸気路9を閉鎖するように作動でき、流れを阻止するように自動的に閉鎖状態に作動できる。インタクーラ25はエンジン1の前部に配備されターボチャージャー13からの加圧エアを空気冷却して吸気ポート側に送る周知の構成を採る。

【0017】ここで、ターボチャージャー13は容積可変型であり、図1、図2及び図5に示すように、タービン17はそのタービンブレード170を収容するスクロール部内のノズル部171の全周に翼型断面のベーン172を互いに所定間隔を介して分散配備するように構成される。各ベーン172の回転軸173はケーシング174の外部に延出して外側レバー175に一体結合される。各外側レバー175の回動端はリンク部176a、176bを介してアクチュエータ19に連結される。ここで、アクチュエータ19は8ポジションエアシリンダであり、筒状のケーシング190内に第1、第2、第3

の各ピストン191、192、193を互いに相対移動可能に収容する。これら3つのピストンは戻しばね194で一端の基準位置に押圧付勢される。ここでケーシング190の側壁には3つのポート195、196、197が形成され、これらは第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23を介して高圧エアタンク20に連通可能に設けられる。なお、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23の各ソレノイドは後述のコントロールユニット24に接続される。

【0018】ポート195（ポートA）は第1、第2の各ピストン191、192間の圧力室Eaに、ポート196（ポートB）は第2、第3の各ピストン192、193間の圧力室Ebに、ポート197（ポートC）は第3ピストン193とシリンダ低壁198と間の圧力室Ecにそれぞれ連通する。更に、第1ピストン191は第2ピストン192に対して間隔a（ここでは3mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備え、第2ピストン192は第3ピストン193に対して間隔b（ここでは6mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備え、第3ピストン193はシリンダ低壁198に対して間隔c（ここでは12mm）だけ相対移動可能とする移動量規制部を備える。このため、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ操作して、図3に示すようなモードでポートA、ポートB、ポートCを選択的にエア加圧○、或いは大気開放×させることによって、シリンダストローク、即ち、ノズル部17のタービンノズル面積 ϕ が大（シリンダストローク小）のモード⑤（図4に2点鎖線で示した位置）よりタービンノズル面積 ϕ が小（シリンダストローク大）のモード①に8段階に切換え保持できる。

【0019】なお、タービン17はタービンの流入口と流出口とを迂回する図示しないバイパス路を備えてもよい。このバイパス路の流出口側部位には周知のウエストゲートバルブが配設され、その弁体は常閉付勢される。しかも弁体は周知の過給圧コントロールアクチュエータに連結され、過過給状態ではコンプレッサエア圧を受けて、ウエストゲートバルブがタービンの流入口エアを流出口に迂回させるように構成される。ここでエンジン1のシリンダヘッド101には吸気弁3及び排気弁4を開閉駆動する吸気カム軸52及び排気カム軸53が収容され、これらは図示しない弁駆動系を介してクランクシャフト28に連結される。ここでは特に、吸気カム軸52が図示しない吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を介して図示しない弁駆動系に接続される。

【0020】ここで位相変更手段54は、弁駆動系側の回転軸に対して吸気カム軸52の回転角変位を所望量増減調整することが可能な構成をとるものあれば良く、ここでは吸気カム軸52の端部と図示しない弁駆動系側の回転軸の端部とに互いに逆方向のスプラインを形成し、これらに連続して外嵌される筒状摺動体を備え、その筒

状摺動体の内壁に両スプラインとそれぞれ係合する係合部を形成すると共に筒状摺動体を軸方向に切換え移動させる位相切換え用のアクチュエータ（図示せず）とを備え、同アクチュエータがコントロールユニット24によって切換え操作されるように構成される。ここではコントロールユニット24からの3段階の出力によって吸気弁の開閉タイミングは図14に示すように、3つのバルブタイミングモードA、B、Cに選択的に切換えられるように設定される。即ち、バルブタイミングモードAでは吸気弁の遅閉じ角 θ_i が例えばABDC100°と設定され、バルブタイミングモードBでは吸気弁の遅閉じ角 θ_i が例えばABDC50°と設定され、バルブタイミングモードCでは高圧縮比 ϵ 化を図る必要上吸気弁の遅閉じ角 θ_i がBDCと設定される。なお、バルブタイミングモードAでは燃焼室温度の上昇を抑えるべく低圧縮比 ϵ 化を図る必要上、遅閉じ角 θ_i がABDC80°～120°に設定されることが望ましく、モードBではABDC40°～60°に設定されることが望ましい。

【0021】コントロールユニット24はマイクロコンピュータで要部が成り、双方向性バスにより相互に接続されたROM（リードオンメモリ）241、RAM（ランダムアクセスメモリ）242、CPU（マイクロプロセッサ）243、入力ポート244、出力ポート245を備えるという周知のハード構成を採る。ここでの入力ポート244には運転状態検出手段としてのエンジンの回転数 N_e 信号を出力する回転数センサ31、エンジンの負荷 L 信号を出力する負荷センサ32、エンジンの冷却水温度 w_t 信号を出力する温度センサ33等が図示しないAD変換器を介してそれぞれ接続される。他方、出力ポート245には対応する図示しない駆動回路を介して電磁クラッチ30、位相変更手段54のアクチュエータ、第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23がそれぞれ接続される。ROM（リードオンメモリ）241は図6に示す吸気系制御プログラムや、図7乃至図9の通常時の機械式過給機、可変ターボ及び吸気バルブ開度の各運転状態設定マップや、図10乃至図12の冷態時の機械式過給機、可変ターボ及び吸気バルブ開度の各運転状態設定マップ等が記憶処理される。

【0022】ここで図7の通常時の機械式過給機の運転状態設定マップにおいて、 N_{e0} はクランキング回転数より若干上の回転数、 N_{e1} はアイドル回転数より若干下の回転数、 N_{e3} は $(N_{max} : \text{最大回転数}) \times 0.4$ 、 L_1 は $(L_{max} : \text{最大負荷}) \times 0.1$ （～0.3）に設定された。これによって、低回転時のトルク向上、高回転時の燃費悪化の防止を図っている。なお、暖機済のアイドル時には機械式過給機26をカットする。図8の通常時のターボチャージャー13の運転状態設定マップにおいて、 N_{e2} は $0.35 \times N_{max}$ 、 N_{e4} は $0.45 \times N_{max}$ 、 N_{e5} は $0.6 \times N_{max}$ 、 N_{e6} は $0.7 \times N_{max}$ 、 N_{e7} は

$0.8 \times N_{max}$ 、 L_0 は $(0.1 \sim 0.2) \times L_{max}$ 、 L_2 は $(0.4 \sim 0.5) \times L_{max}$ 、 L_3 は $(0.6 \sim 0.7) \times L_{max}$ に設定された。このうち、領域e1でのエンジンブレーキ時の充填効率を高め、中高負荷の領域e2では回転数の増加と共にタービンノズル面積を徐々に大きくし、過過給に成らない範囲で充填効率を高めるように設定した。

【0023】図9の通常時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップにおいて、領域e3では高圧縮比 ϵ 化を図り（図9にモードCとして示した）、エンジンブレーキ強化を図り、中高負荷の領域e4では段階的に低圧縮比 ϵ 化を図り（図9にモードB、Aとして示した）、燃焼室温度の上昇を抑えてノッキングの防止を図れるように設定した。ここで図10の冷態時の機械式過給機の運転状態設定マップにおいてはアイドル時e5にも暖機促進のため機械式過給機26をオンする。図11の冷態時のターボチャージャー13の運転状態設定マップにおいては中回転中負荷域e6で高過給を実行させて暖機促進を図る。図12の冷態時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップにおいて、高回転高負荷領域e7（図12にモードAとして示した）で低圧縮比 ϵ 化を図ってノッキングの防止を行うと共に、その他の領域（図12にモードCとして示した）では全て高圧縮比 ϵ 化を図り、暖機促進を図れるように設定した。このようなコントロールユニット24の制御処理を図6に示す吸気系制御ルーチンに沿って説明する。

【0024】図示しないメインスイッチのオン処理によってコントロールユニット24は燃料噴射制御等を含む図示しない周知のメインルーチンを実行し、その途中で図6の吸気系制御ルーチンに達する。ここで、エンジンは図13に示すように、吸気弁をクランク角 n 位置で遅閉じすることより圧縮ストローク L_c を膨張ストローク L_d より短くして圧縮比 ϵ を膨張比と比べて下げ、燃焼温度の上昇を抑え、同時に、機械式過給機26及びターボチャージャー13の働きで吸気管圧力を上げて充填効率を高め、高圧縮を達成し、高トルク、高出力を達成できるミラーサイクル運転に入る。コントロールユニット24は各センサよりエンジン回転数 N_e 、負荷 L 、水温 w_t 等の検出信号を取り込み、得られたデータを所定のエリアにストアする。ステップs2では水温 w_t が暖機判定用の値 w_{t1} を上回るか否か判断し、冷態時ではステップs3に、暖機時にはステップs4に進む。

【0025】ステップs3では図10のマップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた機械式過給機26のオンオフ判定をし、ステップs5では同判定状態に沿った出力で機械式過給機26の電磁クラッチ30は駆動する。さらにステップs6及びs7では図11のターボチャージャー13の運転状態設定マップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた5段階のモード①、②、④、⑥およびモード⑧の一つを選択し、設定モードに応

じた出力で第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ駆動し、ステップs8及びs9に進む。ここでは、図12の冷態時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた吸気弁のバルブタイミングモードAあるいはCの判定を行い、設定モードを達成できる出力で位相変更手段54のアクチュエータを駆動し、吸気弁の遅閉じ角 θ_i を設定モード相当に変更し、リターンする。

【0026】他方、ステップs2で暖機時としてステップs4に進むと、ここでは、図7のマップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた機械式過給機26のオンオフ判定をし、ステップs10では同判定状態に沿った出力で機械式過給機26の電磁クラッチ30は駆動する。さらにステップs11及びs12では図8のターボチャージャー13の運転状態設定マップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた8段階のモード①乃至モード⑧の一つを選択し、設定モードに応じた出力で第1、第2、第3の各開閉弁21、22、23をオンオフ駆動し、ステップs13及びs14に進む。ここでは、図9の暖機時の吸気バルブ開度の運転状態設定マップに沿って現在の回転数 N_e 及び負荷 L に応じた吸気弁のバルブタイミングモードA、BあるいはCの判定を行い、設定モードを達成できる出力で位相変更手段54のアクチュエータを駆動し、吸気弁の遅閉じ角 θ_i を設定モード相当に変更し、リターンする。

【0027】このように、図1に示した第1の実施例では、コントロールユニット24から成る制御手段が図7乃至図9の各マップに沿って、運転状態検出手段の出力であるエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じた制御値を算出し、ターボチャージャーのタービンノズル面積（容量）、機械式過給機26の電磁クラッチ30の接離及び吸気弁の遅閉じ角 θ_i （吸気タイミング）を制御値に切換え制御する。このため、図1に示した第1の実施例では、エンジンが位相変更手段54の働きによりミラーサイクルで運転されるので、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止できる。特に、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1が燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。

【0028】図1のエンジン1はその吸気カム軸52をクランクシャフトの1/2で回転すると共に吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を弁駆動系（動力伝達系）中に介装していたが、これに代えて、吸気カム軸52を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる電動モータ（図示せず）とその駆動回路とから成る位相制御手段（図示せず）を用いても良い。この場合、コントロールユニット24は上述と同様の吸気バルブ開度の運転状態設定マップ（図9、図12参照）に沿って選

択したバルブタイミングモードA、B、C中の1つのモードを達成できる角変位を組み込んで吸気カム軸52が回転駆動されることと成る。この場合も図1の装置と同様の作用効果が得られる。図15には本発明の他の実施例を示した。この図15のエンジン1aは図1のエンジン1と比べてエンジンブレーキを強化したパワータードシステム（トッピングブレーキ）PTを装着した点以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。

【0029】このパワータードシステム（トッピングブレーキ）PTは、図16乃至図19に示すようにエンジンの各シリンダ2に設けられ、燃焼室7を上死点近傍で排気ポート6へ開放し、圧縮空気を排気路11に排出させるための排気バルブ開閉機構44と同機構44を駆動する油圧路系 R_o 、油圧路A内の油圧を高めるためのエキゾーストブッシュロッド72（又はインレットブッシュロッド）及び電子制御回路 R_e とで構成される。本図は1シリンダ当たり吸排気バルブを各々2本づつ有する4弁ヘッドで示してある。排気バルブ4の1つのシャフト側端面に図16に示すようにスレイブピストン41が当接するように、各燃焼室7にそれぞれ対向配備され、パワータードアセンブリ70に摺動可能に装着される。スレイブピストン41を駆動するための油圧路系 R_o には、エンジンオイルの高圧ポート711と低圧ポート712を電氣的に切り替えるソレノイドバルブ71とスレイブピストン41を制御するためのチェックバルブ381付きのコントロールバルブ38及びエキゾーストブッシュロッド72（又はインレットブッシュロッド）で当該ブレーキ作用を発生させるときに作動するマスタピストン73が取付けられている。

【0030】電子制御回路 R_e によって、ソレノイドバルブは切り替え操作される。この電子制御回路 R_e は電源48に対して、図示しないクラッチの接時にオンするクラッチスイッチ49、エキゾーストブレーキが必要な時手動でオンされるエキゾーストブレーキスイッチ46、エンジンの図示しないアクセルペダルが開放状態でオンするアクセルスイッチ51、更にパワータードシステムを作動させるエンジン回転数領域（例えば $N_e \geq N_{e1}$ ）でオンするパワータードコントローラ45およびパワータードスイッチ50を備える。このパワータードコントローラ45はコントロールユニット24と信号の授受を行うように構成される。なお、コントロールユニット24の入力ポートには図示しないブレーキペダルの踏込み時にブレーキ信号 S_b を出力するブレーキスイッチ34も接続される。

【0031】また、アクセルスイッチ51からの配線は分岐されて、エア弁37に接続され、排気ブレーキ状態になるとエア弁37が開となり高圧エアタンク20からの高圧エアが排気ブレーキシリンダ39にエア管391を通して送られ、この時排気ブレーキ弁43は閉の状態

に作動される。ここで、パワータードシステムがオンの状態になった時の各部の作動について説明する。この時ソレノイドバルブ71はパワータードスイッチ50からの信号により開き、エンジンオイル高圧ポート712が開き(低圧ポート711は閉じる)油圧がコントロールバルブ38のチェックバルブ381を押し上げ、油圧路Aにエンジンオイルを供給する。

【0032】このためマスタピストン73はエキゾーストプッシュロッド72(又はインレットプッシュロッド)に接触するまで押し下げられる。同時にマスタピストン73はエキゾーストプッシュロッド72(又はインレットプッシュロッド)により押し上げられ、油圧路Aに油圧を発生させる。このため、コントロールバルブ38のチェックバルブ381は閉じ、スレイブピストン41を介してエキゾーストバルブ4の片方が開く。次にパワータードシステムがオフの状態になった時は、ソレノイドバルブ71は閉じており、エンジンオイル高圧ポート712からのエンジンオイルを遮断する。このため、コントロールバルブ38はバルブスプリング382に押し下げられ、油圧路Aの油圧を下げる。同時にマスタピストン73は、フラットスプリング74に押し上げられ、エキゾーストプッシュロッド72(又はインレットプッシュロッド)から離れた状態となり、エキゾーストバルブ4を圧縮上死点近傍で開くための油圧は発生しない。

【0033】このようなパワータードシステム(トッピングブレーキ)PTを装備したエンジン1aは、エンジンブレーキ時以外には、図1のエンジン1と同様に、コントロールユニット24がエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じた制御値を算出し、ターボチャージャーのタービンノズル面積(容量)、機械式過給機26の電磁クラッチ30の接離及び吸気弁の遅閉じ角 θ_i (吸気タイミング)を制御値に切換え制御する。以下の作動をもとに、ブレーキ力の働きを各コンポーネントとの組合せで説明する。図17の実線の場合は、排気ブレーキオン操作のみの場合のブレーキ力を表す。ブレーキ力は図17のインジケータ線図の低圧側において、エキゾーストバルブ43が閉じられることにより排気圧力 P_e が上昇し、ブースト圧力 P_b との圧力差(ポンピング損失)に相当するエンジンプレーキ力が得られる。これに対して、パワータードスイッチ50がオン状態になると、圧縮上死点近傍で、スレイブピストン41がエキゾーストバルブ4を押し下げ、燃焼室7が排気ポート6を通じて排気路11に開放されるためにシリンダ内の圧力を図17の2点鎖線のように膨張行程で低下することにより、負の仕事がなされる。このようにして、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事によりエンジンは排気ブレーキ及びパワータードの両ブレーキ力を働かせることと成る。

【0034】これに対し、図15のエンジン1aは、ブ

レーキ時においてターボチャージャー13及び位相変更手段54の働きで高ブースト化及び高圧縮比化を図る。即ち、この無負荷で中高回転域となるブレーキ時には、ターボチャージャー13のタービンノズル面積 ϕ が絞られ(図4、図5参照)高過給が成され、高ブースト圧化により充填効率が高められる。しかも、ブレーキ時において位相変更手段54が領域e3(BDCで吸気弁閉じ)を保持して高圧縮比 ϵ 化を図り(図9、図12参照)、TDC近傍での筒内圧 P_c を通常筒内圧 P_a より高める。このため、図19に示すように、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が比較的大きく成り、パワータード及び排気ブレーキの両ブレーキ力が高ブースト圧化によりより強化されて働くことと成る。なお、図18には、パワータード処理がなされず、高ブースト圧化及び排気ブレーキ処理のみが行われた場合の負の仕事(ブレーキ力)を示した。

【0035】このように図15のエンジン1aは、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1aが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワータード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化によりより強化されて働くことと成り、図15のエンジン1aは十分に大きなブレーキ力を発揮できることと成る。図15のエンジン1aはその吸気カム軸52をクランクシャフトの1/2で回転すると共に吸気カムの位相を変更する位相変更手段54を弁駆動系(動力伝達系)中に介装していたが、これに代えて、吸気カム軸52を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる電動モータ(図示せず)とその駆動回路とから成る位相制御手段(図示せず)を用いても良い。この場合、コントロールユニット24は上述と同様の吸気バルブ開度の運転状態設定マップ(図9、図12参照)に沿って選択したバルブタイミングモードA、B、C中の1つのモードを達成できる角変位を組み込んで吸気カム軸52を回転駆動させることと成る。この場合も図15の装置と同様の作用効果が得られる。

【0036】図20には本発明の他の実施例を示した。この図20のエンジン1bは図15のエンジン1aと比べて位相変更手段54に代えて位相制御手段C1を備える点でのみ相違し、それ以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。位相制御手段C1は各シリンダ2の燃焼室7より延びる吸気ポートを開閉するロータリーバルブ56と、そのロータリーバルブ56を回転駆動すると共に位相を制御する位相制御モータ55とその駆動回路551を含む

コントロールユニット24とで構成される。ロータリーバルブ56は図20、図21に示すように、吸気マニホールド8の各多岐管を連続して貫通する回転軸58と、この回転軸に一体的に結合されて各多岐管の吸気路をそれぞれ開閉する回転弁57とで形成され、その両端部はベアリング59によって吸気マニホールド8側に枢支される。回転軸58の一端は位相制御モータ55に連結される。位相制御モータ55は回転軸58を回転駆動すると共にその回転角変位を増減調整できる。

【0037】このような位相制御モータ55とこれに駆動されるロータリーバルブ56とから成る位相制御手段C1を装備したエンジン1bは、図15のエンジン1aと同様に、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1aが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワータード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化によりより強化されて働くことと成る。特にエンジン1bは吸気弁3が一定の開弁角 θ_{ib} (図22参照)で開閉作動すると共に、位相制御手段C1が実開弁角 θ_r (図22参照)を規制する。即ち、現在のエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じたバルブタイミングモードAr、Br、Crが、ここでも図14の開弁角と同様の吸気開弁角 $\theta_r (= \text{BDC}, \text{BDC} + 50^\circ, \text{BDC} + 100^\circ)$ として設定された。ここでもコントロールユニット24bは運転状態情報よりモードを選択し、同目標モードを達成できる角変位を組み込んだ出力で位相制御モータ55を介しロータリーバルブ56を回転駆動すると共に位相を制御できる。

【0038】この場合は、特に位相制御手段の位相制御モータ55はロータリーバルブ56と共に吸気マニホールド8に装着されるのみで良く、図15のエンジン1aの位相変更手段54と比較して後付けが容易で、実施が容易化される。図23には本発明の他の実施例を示した。この図23のエンジン1cは図20のエンジン1bと比べて位相制御手段C1に代えて位相制御手段C2を備える点でのみ相違し、それ以外は同様の構成を採り、ここでは同一部材には同一符号を付し、その重複説明を略す。位相制御手段C2は各吸気ポートを開閉するロータリーバルブ56と、クランクシャフト28及びロータリーバルブ56を結ぶ弁駆動系(動力伝達経路)に介装されロータリーバルブ56の回転角位相を制御する位相変更手段60とその駆動回路601を含むコントロールユニット24cとで構成される。

【0039】ここで位相変更手段60は、弁駆動系側の回転軸に対して回転軸58の回転角変位を所望量増減調

整することが可能な構成を採るものであれば良く、ここでは回転軸58の端部と図示しない弁駆動系側の回転軸の端部とに互いに逆方向のスプラインを形成し、これらに連続して外嵌される筒状摺動体を備え、その筒状摺動体の内壁に両スプラインとそれぞれ係合する係合部を形成すると共に筒状摺動体を軸方向に切換え移動させる位相切換え用のアクチュエータ(図示せず)とを備え、同アクチュエータが駆動回路601を介しコントロールユニット24cによって切換え操作されるように構成される。ここではコントロールユニット24cからの3段階の出力によってロータリーバルブ56の開閉タイミングは上述の図22に示すと同様の3つのバルブタイミングモードAr、Br、Crに選択的に切換えられるように構成される。このような位相変更手段60とこれに駆動されるロータリーバルブ56とから成る位相制御手段C2を装備したエンジン1cは、図20のエンジン1bと同様に、走行時にはミラーサイクルで運転され、燃焼室温度を抑え NO_x の発生を防止でき、エンジン冷態時には暖機促進がなされ、暖機完了時にはエンジン1cが燃焼室温度を抑えた上で、機械式過給機26の働きが加わり低回転時のトルクアップ及び発進性を向上でき、ターボチャージャー13の働きが加わり、高回転時の出力アップを図れる。特に、パワータード及び排気ブレーキ処理に基づくブレーキ時には、吸排気行程時及び圧縮膨張行程時の各負の仕事が高ブースト圧化、高圧縮比化によりより強化されて働くことと成る。

【0040】特にエンジン1cは吸気弁3が一定の開弁角 θ_{ib} (図22参照)で開閉作動すると共に、位相制御手段C2が実開弁角 θ_r (図22参照)を規制する。即ち、ここでもコントローラ24cは吸気バルブ開度の運転状態設定マップ(図9、図12参照)に沿って、現在のエンジン回転数 N_e 、負荷 L 及び冷却水温度 w_t に応じたバルブタイミングモードを選択し、同目標モードを達成できる角変位を組み込んだ出力で位相変更手段60を駆動制御できる。この場合も位相制御手段C2の位相変更手段60はロータリーバルブ56と共に吸気マニホールド8に装着されるのみで良く、図15のエンジン1aの位相変更手段54と比較して後付けが容易で、実施が容易化される。上述のところにおいて、エンジンはディーゼルエンジンとして説明したが、本発明をガソリンエンジンに適用しても良く、この場合も同様の作用効果が得られると共に、燃焼室温度を抑えることは、ガソリンエンジンにとって有害なガソリンノックをも防止出来る利点がある。

【0041】

【発明の効果】以上のように、第1の発明によれば、運転状態検出手段の出力に応じて容量可変型のターボ過給機の容量、機械式過給機のクラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高トルク、高出力運転が可能となる。

【0042】特に、制御手段がターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングの各々の設定値を記憶する制御マップを用い、エンジンの回転数、負荷、冷却水温度に応じた設定値に基づきターボ過給機の容量、クラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御するので、高出力運転が可能となる。

【0043】他の発明によれば、運転状態検出手段の出力に応じて容量可変型のターボ過給機の容量、機械式過給機のクラッチの接離及び吸気可変機構の吸気タイミングを制御し、圧縮行程上死点近傍においてエンジンシリ
10 ング内の圧縮空気を排出するので、高トルク、高出力運転制御が容易化され、しかもターボ過給機の容量を最小、即ちノズル面積を最小とし、機械式過給機が作動するように制御するので、十分なエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁とカムの位相を変更する位相変更手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、吸気弁の開閉位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の強化ができる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、ロータリーバルブと、ロータリーバルブを回転駆動すると共に位相を制御する位相制御手段とから成る場合も、高出力運転が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力の確保ができる。なお、この場合の位相制御手段がモータにより構成されても同様の効果が得られる。特に、吸気可変機構が吸気弁と、ロータリーバルブと、出力軸とロータリーバルブとの動力伝達経路中に介装された位相制御手段とから成る場合も、高出力運転制御が容易化され、あるいはエンジンブレーキ力を強化できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図2】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービン部分とそのアクチュエータの要部拡大断面図である。

【図3】図1のエンジン中のターボチャージャーの容量切換えモードの説明図である。

【図4】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービンの容量切換え説明図である。

【図5】図1のエンジン中のターボチャージャーのタービンの要部断面図である。

【図6】図1のエンジンのコントロールユニットが行う吸気系制御ルーチンのフローチャートである。

【図7】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる機械式過給機の通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図8】図1のエンジンのコントロールユニットが用いるターボチャージャーの通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図9】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる吸気タイミングの通常時運転域制御マップの特性線図である。

【図10】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる機械式過給機の冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図11】図1のエンジンのコントロールユニットが用いるターボチャージャーの冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図12】図1のエンジンのコントロールユニットが用いる吸気タイミングの冷態時運転域制御マップの特性線図である。

【図13】図1のエンジンの行うミラーサイクル時の筒内圧特性線図である。

【図14】図1のエンジンの吸気弁の開弁角説明図である。

【図15】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図16】図15の過給機付きエンジンで用いるパワー
20 タードシステム（トッピングブレーキ）の全体構成図である。

【図17】図15の過給機付きエンジンがパワータードのみによって示す負の仕事を説明する筒内圧線図である。

【図18】図15の過給機付きエンジンが高ブースト、排気ブレーキ処理を行う場合の負の仕事を説明する筒内圧線図である。

【図19】図15の過給機付きエンジンが高ブースト、パワータード、排気ブレーキ処理を行う場合の負の仕事を説明する筒内圧線図である。

【図20】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【図21】図20の過給機付きエンジン内のロータリーバルブ56を説明するための概略断面図である。

【図22】図20の過給機付きエンジンの吸気弁の開弁角説明図である。

【図23】本発明の他の実施例としての過給機付きエンジンの吸気制御装置の全体構成図である。

【符号の説明】

1	エンジン
1 a	エンジン
1 b	エンジン
1 c	エンジン
2	シリンダ
3	吸気弁
4	排気弁
8	吸気マニホールド
9	吸気路
11	排気路
12	吸気管

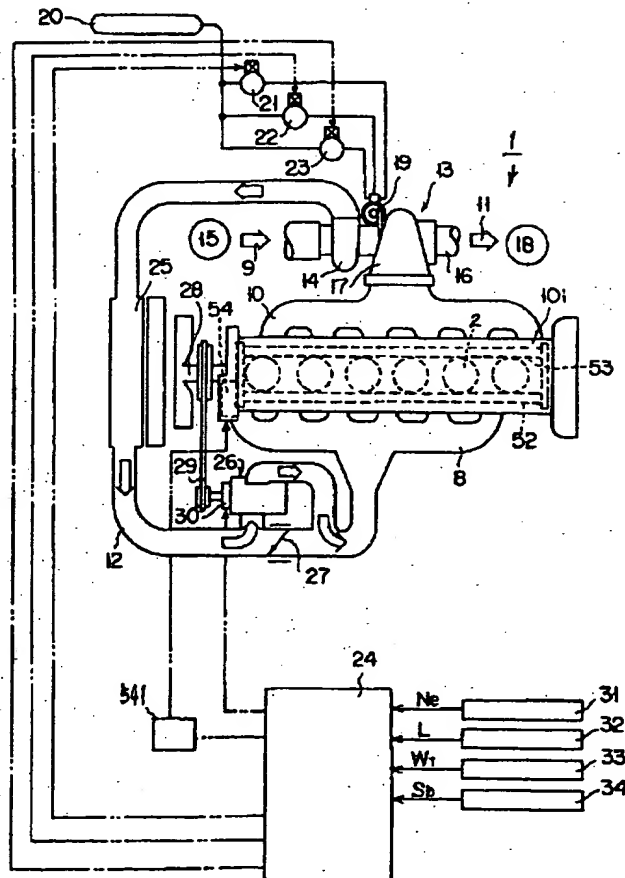
19

- 13 ターボチャージャー
- 14 コンプレッサ
- 16 排気管
- 17 タービン
- 19 アクチュエータ
- 20 エアタンク
- 21 第1の開閉弁
- 22 第2の開閉弁
- 23 第3の開閉弁
- 24 コントロールユニット
- 24 a コントロールユニット
- 24 b コントロールユニット
- 24 c コントロールユニット
- 26 機械式過給機
- 28 クランクシャフト
- 3.0 電磁クラッチ

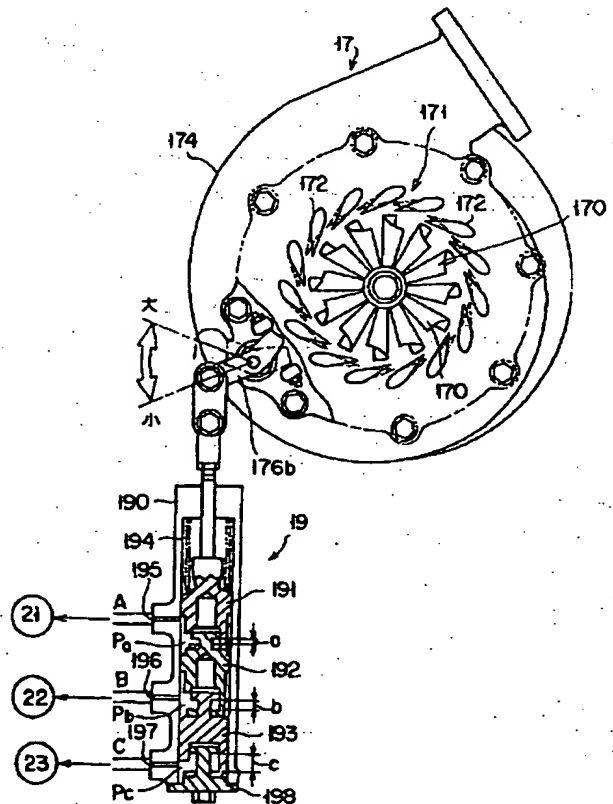
20

- 31 回転センサ
- 32 負荷センサ
- 33 水温センサ
- 37 第2エア弁
- 38 コントロールバルブ
- 41 スレイブピストン
- 42 第3弁
- 43 排気ブレーキ
- 45 パワータードコントローラ
- 10 54 位相変更手段
- 55 位相制御モータ
- 56 ロータリーバルブ
- 58 回転軸
- 60 位相変更手段
- C1 位相制御手段
- C2 位相制御手段

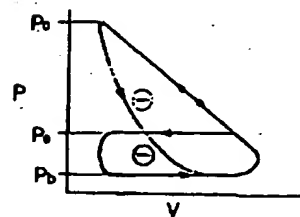
【図1】



【図2】



【図17】

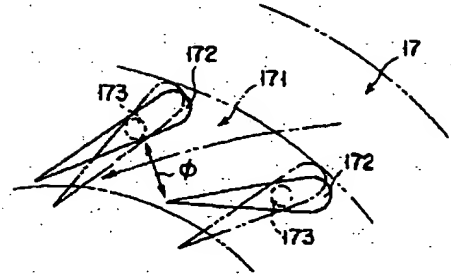


【図 3】

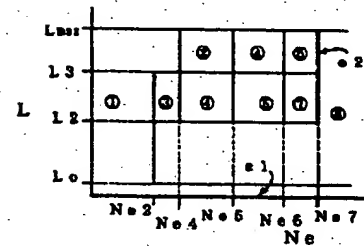
○ : エア加圧
× : 大気開放

タービンノズル面積		大 ← → 小							
モード No.		①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
シリンダストローク		0	3	6	9	12	16	18	21
エア加圧	ポート A	×	○	×	○	×	○	×	○
	ポート B	×	×	○	○	×	×	○	○
	ポート C	×	×	×	×	○	○	○	○

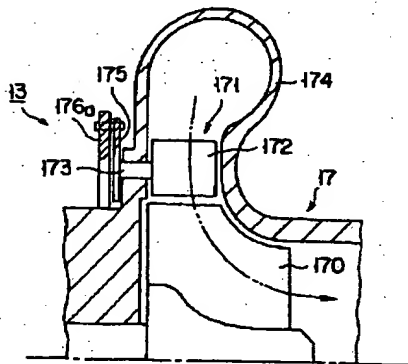
【図 4】



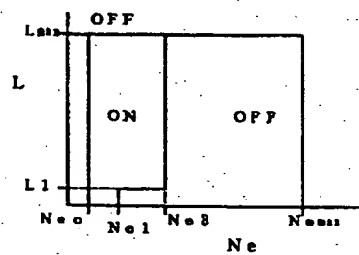
【図 8】



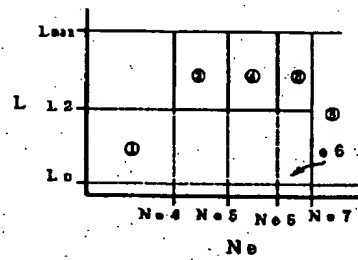
【図 5】



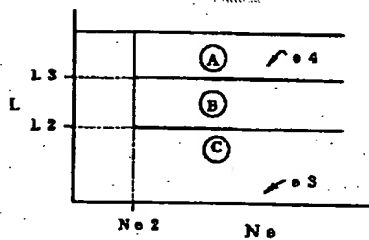
【図 7】



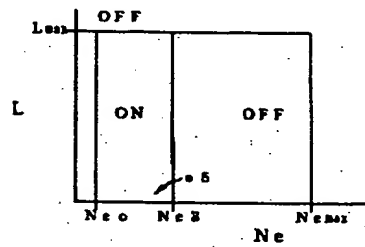
【図 11】



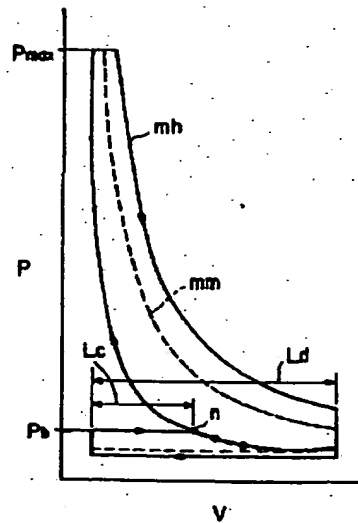
【図 9】



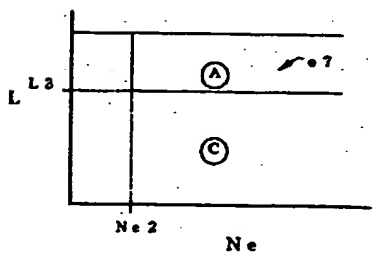
【図 10】



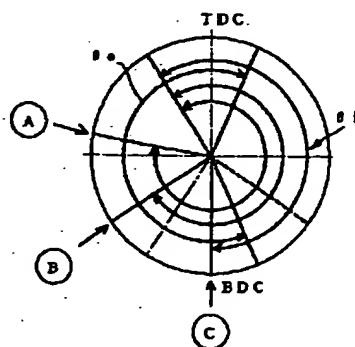
【図 13】



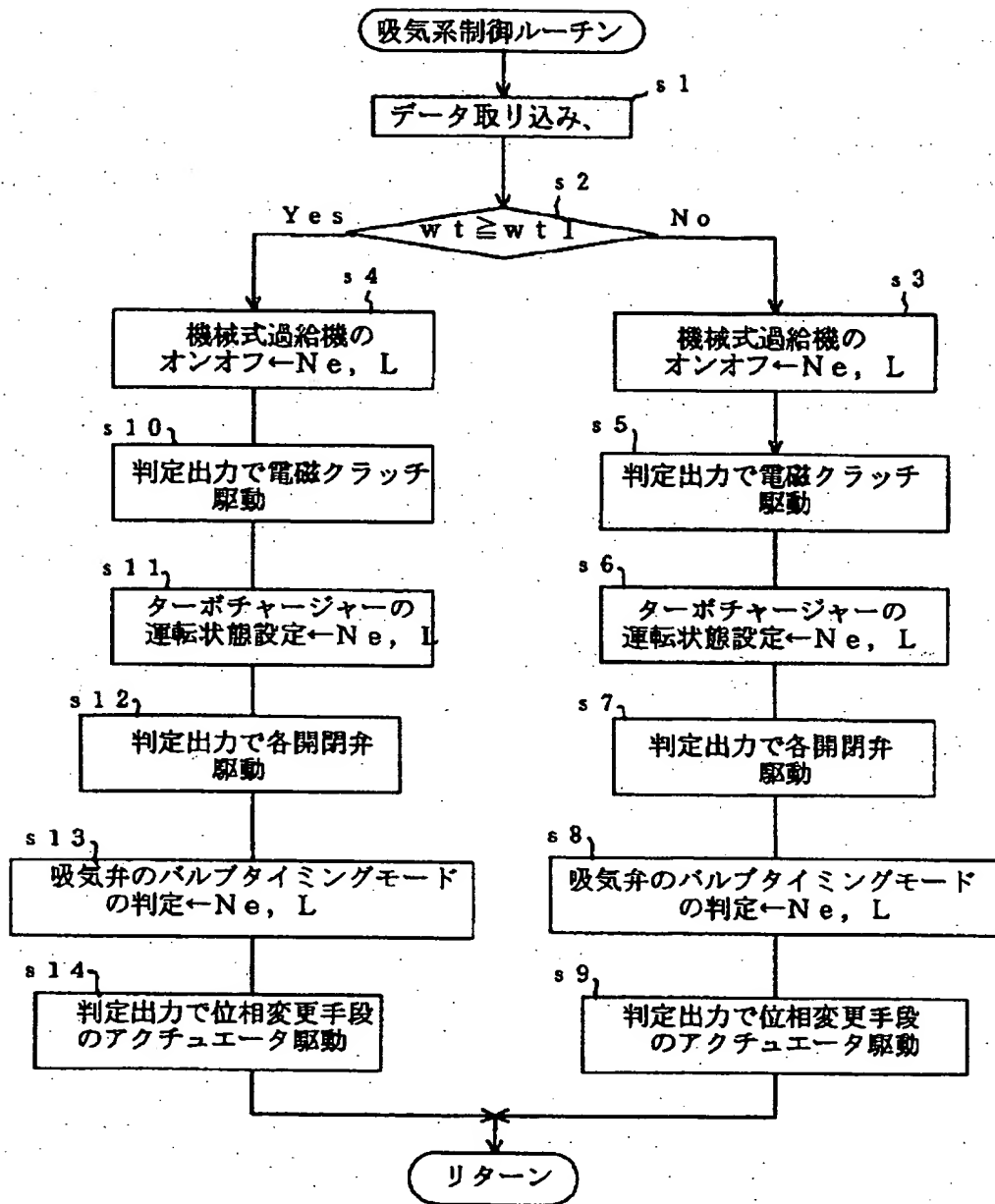
【図 12】



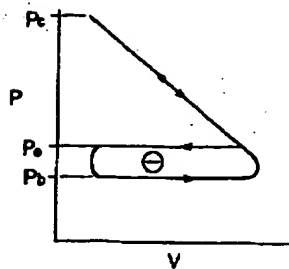
【図 14】



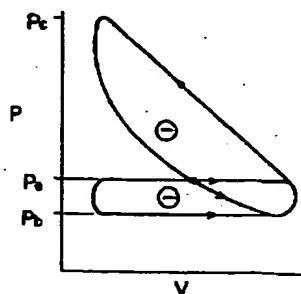
【図6】



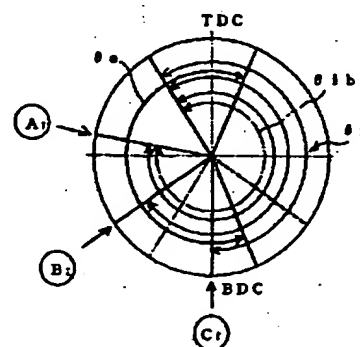
【図18】



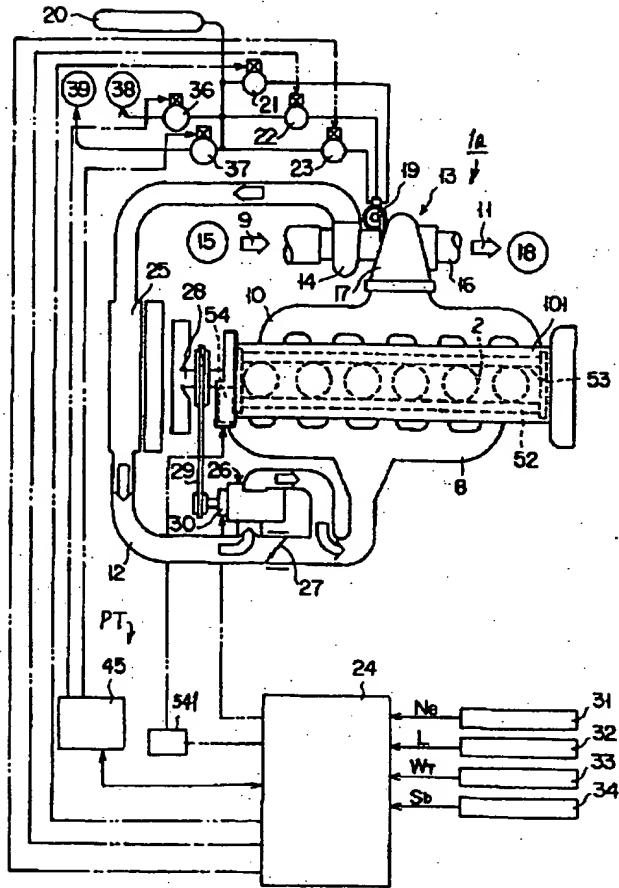
【図19】



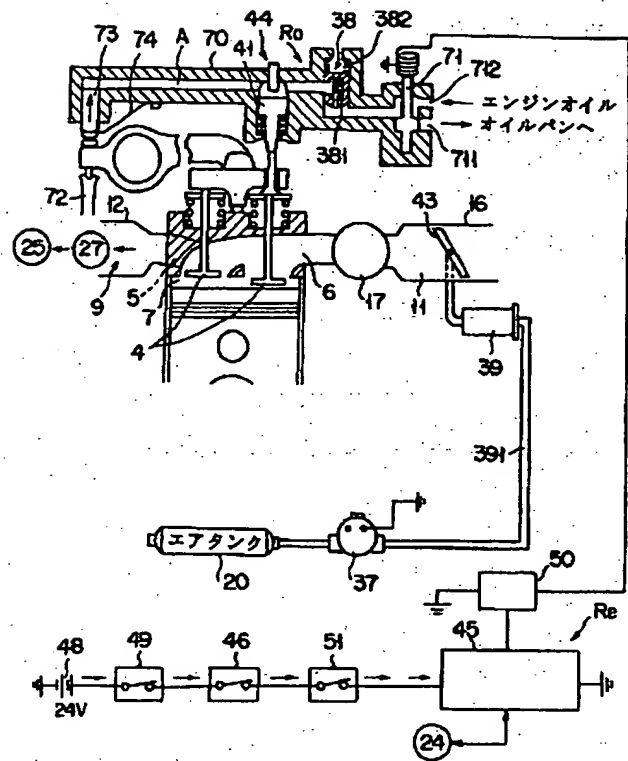
【図22】



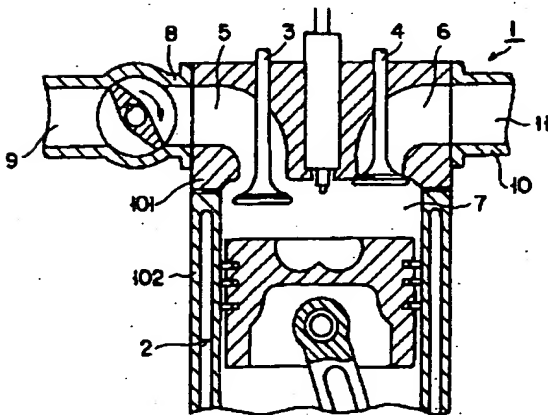
【図15】



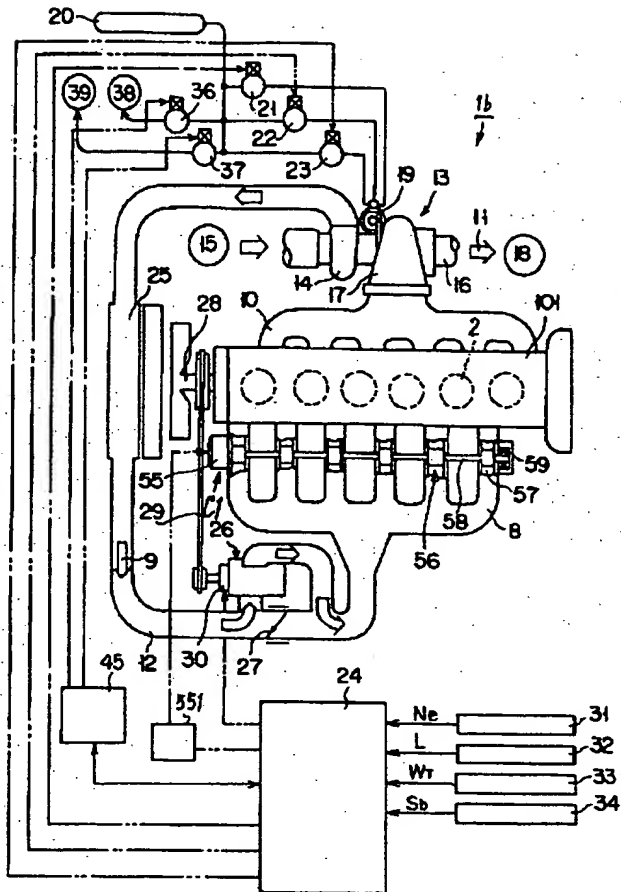
【図16】



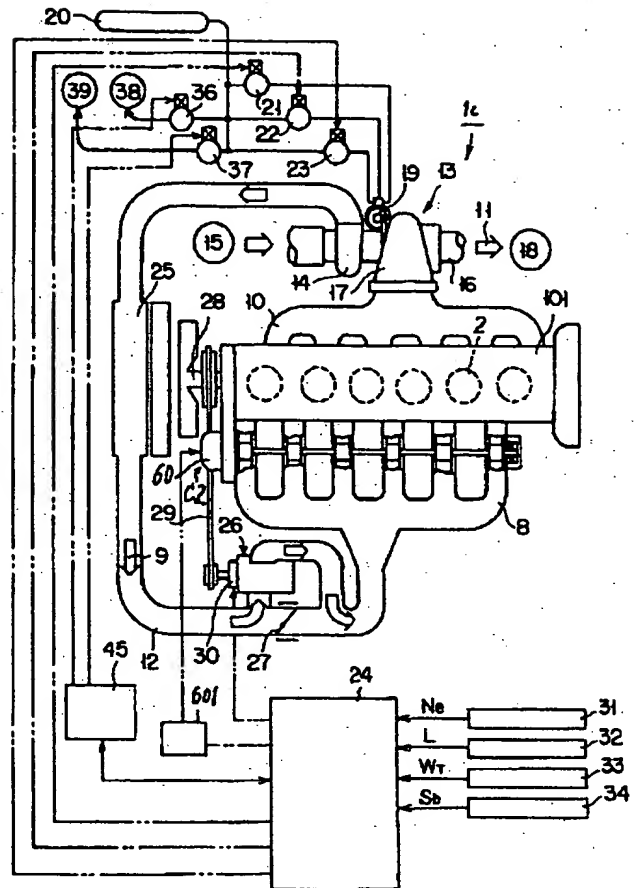
【図21】



【図 20】



【図 23】



フロントページの続き

(5) Int. Cl.⁶

F 0 2 B 39/12

F 0 2 D 13/02

23/00

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

9332-3G

B

K